



JP2001065321 Biblio Page 1



VARIABLE VALVE GEAR DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

POINM-11305

Patent Number: JP2001065321
Publication date: 2001-03-13
Inventor(s): NAKAMURA MAKOTO; OKAMOTO NAOKI; TAKEMURA SHINICHI
Applicant(s): UNISIA JECS CORP;; NISSAN MOTOR CO LTD
Requested Patent: JP2001065321
Application Number: JP19990241340 19990827
Priority Number(s):
IPC Classification: F01L13/00; F01L1/04; F01L1/18; F01L1/46; F02D13/02
EC Classification:
Equivalents:

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent lowering of engine performance, preventing an interference of each engine valve, by controlling one variable mechanism without a trouble as much as possible when the other variable mechanism goes wrong and is locked.
SOLUTION: An information signal from each sensor is read (S31), an actual rotating position (corresponding to lift amount) of a control shaft is read from a first position detection sensor (S32) and whether a first variable mechanism goes wrong or not is discriminated by comparing the actual rotating position and a target rotating position (S33). When the first variable mechanism is discriminated to be a trouble, a control range (advancing angle amount) in which an intake valve and a piston do not interfere and the intake valve and an exhaust valve do not interfere is calculated at a control position of the second variable mechanism (S34). The second variable mechanism is continuously controlled within a prescribed control range (S35).

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-65321

(P2001-65321A)

(43)公開日 平成13年3月13日(2001.3.13)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テームコード*(参考)	
F 0 1 L 13/00	3 0 1	F 0 1 L 13/00	3 0 1 Y	3 G 0 1 6
			3 0 1 A	3 G 0 9 2
			3 0 1 K	
1/04		1/04	Z	
1/18		1/18	F	
審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 12 頁) 最終頁に続く				

(21)出願番号 特願平11-241340

(22)出願日 平成11年8月27日(1999.8.27)

(71)出願人 000167406

株式会社ユニシアジェックス

神奈川県厚木市恩名1370番地

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 中村 信

神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ

ニシアジェックス内

(74)代理人 100062199

弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

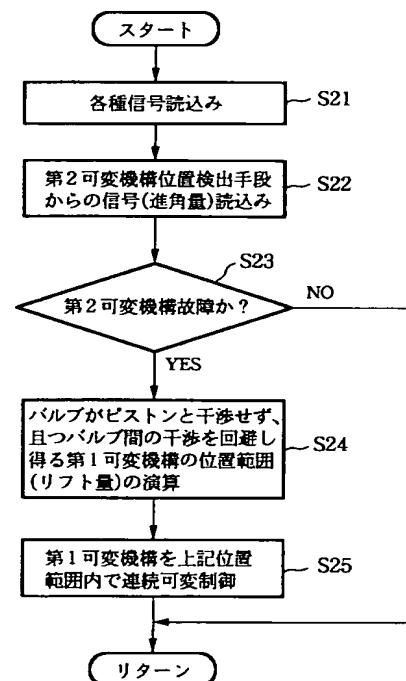
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57)【要約】

【課題】 一方の可変機構の故障ロック時に、故障していない他方の可変機構を可及的に制御して、各機関弁などの干渉を防止しつつ機関性能の低下を防止する。

【解決手段】 セクションS31で各センサからの情報信号を読み込み、S32で、第1位置検出センサ58から制御軸32の実際の回転位置(リフト量と対応)を読み込み、次にS33では前記実回転位置と目標回転位置とを比較して第1可変機構1が故障しているか否かを判別する。ここで故障と判別すると、S34において第2可変機構2の制御位置を吸気弁12とピストン及び吸気弁12と排気弁がそれぞれ干渉しない制御範囲(進角量)を演算し、さらにS35で第2可変機構を前記所定の制御範囲内で連続制御を行う。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 機関弁の少なくともリフト特性を機関運転状態に応じて可変制御する第 1 可変機構と、機関弁の少なくとも開閉タイミング特性を機関運転状態に応じて可変制御する第 2 可変機構と、前記第 1 可変機構あるいは第 2 可変機構の現在の作動位置を検出する位置検出手段と、前記第 1 可変機構あるいは第 2 可変機構のいずれか一方が故障した際に、前記位置検出手段によって検出された一方の可変機構の故障時の位置に応じて、他方の可変機構の作動を所定範囲内に制御する制御手段とを備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 2】 機関弁の少なくともリフト特性を機関運転状態に応じて可変制御する第 1 可変機構と、機関弁の少なくとも開閉タイミング特性を機関運転状態に応じて可変制御する第 2 可変機構と、前記第 2 可変機構の現在の作動位置を検出する位置検出手段と、前記第 2 可変機構が故障した際に、前記位置検出手段によって検出された第 2 可変機構の故障時の位置に応じて、前記第 1 可変機構の作動を所定範囲内に制御する制御手段とを備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 3】 機関弁の少なくともリフト特性を機関運転状態に応じて可変制御する第 1 可変機構と、機関弁の少なくとも開閉タイミング特性を機関運転状態に応じて可変制御する第 2 可変機構と、前記第 1 可変機構の現在の作動位置を検出する位置検出手段と、前記第 1 可変機構が故障した際に、前記位置検出手段によって検出された第 1 可変機構の故障時の位置に応じて、前記第 2 可変機構の作動を所定範囲内に制御する制御手段とを備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 4】 前記第 1 可変機構は、外周に駆動カムを有する駆動軸と、支軸に揺動自在に支持されて、揺動することによって機関弁を開閉作動する揺動カムと、一端部が前記駆動カムに回動自在に連係すると共に、他端部が前記揺動カムに回動自在に連係し、揺動中心が制御カムによって可変制御されるロッカアームとを備えたことを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 5】 前記第 1 可変機構は、外周に駆動カムを有する駆動軸と、一端部が前記駆動カムの外周に回動自在に連係するリンクアームと、一端部がリンクアームの他端部に回動自在に連係しかつ揺動中心が制御カムによって可変制御されるロッカアームと、機関弁を開閉作動する揺動カムと、該揺動カムとロッカアームの他端部とを機械的に回動自在に連係し前記揺動カムの最大揺動範囲をロッカアームの揺動範囲内に規制する連係部材と、前記制御カムを機関運転状態に応じて制御軸を介して回動制御するアクチュエータとを備えたことを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載の内燃機関の可変動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内燃機関の可変動弁装置、とりわけ、吸気弁や排気弁である機関弁のリフト特性を制御する第 1 可変機構とバルブタイミングを制御する第 2 可変機構とを備えた可変動弁装置に関する。

【0002】

【従来の技術】周知のように、例えば吸気弁のバルブリフト特性を可変にする可変リフト機構とバルブタイミング特性を可変にする可変バルブタイミング機構とを併用してバルブリフト特性の自由度を向上させて機関運転性能を大幅に高める可変動弁装置が従来から種々提供されている（特開平 8-177434 号公報等参照）。

【0003】すなわち、この可変動弁装置は、カムシャフトに設けられた低速用カムと高速用カムを、機関運転状態に応じて選択的に切り換えて、機関弁である吸気弁あるいは排気弁のカムリフトを可変制御するバルブリフト制御機構と、カムシャフトとクランクシャフトの相対回動位相を機関運転状態に応じて変換して機関弁の開閉時期を可変制御するバルブタイミング制御機構とを備えている。

【0004】また、この装置は、例えば前記バルブタイミング制御機構が故障した場合に、バルブリフト制御機構によって低速用カム側に強制的に切り換えるか、あるいはバルブリフト制御機構が故障した場合には、バルブタイミング制御機構によって機関弁の開閉時期を制御してバルブリフト作動中心が上死点から離れるように方向にそれぞれ制御することにより、吸気弁と排気弁との干渉を回避する制御機構を備えている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前記従来の可変動弁装置にあつては、前述のように各制御機構が故障した際には、吸気弁と排気弁との干渉などを回避するなどのメカニカルな不都合は回避できるものの、かかる故障時における機関性能についての配慮が不十分であつた。

【0006】つまり、一方の制御機構が故障した際には、バルブリフト制御機構によって一律に低速用カムに選択的に切り換えるか、あるいはバルブリフト制御機構によってバルブリフト作動中心を一律に上死点から離れる方向に制御するため、必ず吸気弁と排気弁のいわゆるバルブオーバーラップが小さくなってしまふ。したがって、機関高回転の運転領域では機関の出力が大幅に低下してしまひ、機関性能を十分に発揮することが困難になる。

【0007】

【課題を解決するための手段】本発明は、前記従来の可変動弁装置の実情に鑑みて案出されたもので、請求項 1 記載の発明は、機関弁の少なくともリフト特性を機関運転状態に応じて可変制御する第 1 可変機構と、機関弁の少なくとも開閉タイミング特性を機関運転状態に応じて

可変制御する第2可変機構と、前記第1可変機構あるいは第2可変機構の現在の作動位置を検出する位置検出手段と、前記第1可変機構あるいは第2可変機構のいずれか一方が故障した際に、前記位置検出手段によって検出された一方の可変機構の故障時の位置に応じて、他方の可変機構の作動を所定範囲内に制御する制御手段とを備えたことを特徴としている。

【0008】この発明によれば、機関の所定の運転領域で、例えば第1可変機構が故障した場合は、位置検出手段がその故障時の位置を検出してその情報信号を制御手段に出力する。これにより、制御手段は、従来のように第1可変機構により単に固定的な低速用カムを選択制御させるのではなく、第1可変機構の故障時の位置に応じてメカニカルな各機関弁間の干渉等を回避できる所定範囲内において第2可変機構を可及的に制御する。したがって、機関性能を機関運転状態に応じて可能な限り発揮させることができる。請求項2記載の発明は、機関弁の少なくともリフト特性を機関運転状態に応じて可変制御する第1可変機構と、機関弁の少なくとも開閉タイミング特性を機関運転状態に応じて可変制御する第2可変機構と、前記第2可変機構の現在の作動位置を検出する位置検出手段と、前記第2可変機構が故障した際に、前記位置検出手段によって検出された第2可変機構の故障時の位置に応じて、前記第1可変機構の作動を所定範囲内に制御する制御手段とを備えたことを特徴としている。

【0009】請求項3記載の発明は、機関弁の少なくともリフト特性を機関運転状態に応じて可変制御する第1可変機構と、機関弁の少なくとも開閉タイミング特性を機関運転状態に応じて可変制御する第2可変機構と、前記第1可変機構の現在の作動位置を検出する位置検出手段と、前記第1可変機構が故障した際に、前記位置検出手段によって検出された第1可変機構の故障時の位置に応じて、前記第2可変機構の作動を所定範囲内に制御する制御手段とを備えたことを特徴としている。

【0010】請求項4記載の発明は、前記第1可変機構が、外周に駆動カムを有する駆動軸と、支軸に揺動自在に支持されて、揺動することによって機関弁を開閉作動する揺動カムと、一端部が前記駆動カムに回転自在に係合すると共に、他端部が前記揺動カムに回転自在に係合し、揺動中心が制御カムによって可変制御されるロッカアームとを備えたことを特徴としている。

【0011】請求項5記載の発明は、前記第1可変機構が、外周に駆動カムを有する駆動軸と、一端部が前記駆動カムの外周に回転自在に係合するリンクアームと、一端部がリンクアームの他端部に回転自在に係合しかつ揺動中心が制御カムによって可変制御されるロッカアームと、機関弁を開閉作動する揺動カムと、該揺動カムとロッカアームの他端部とを機械的に回転自在に係合し、前記揺動カムの最大揺動範囲をロッカアームの揺動範囲内に規制する係合部材と、前記制御カムを機関運転状態に

応じて制御軸を介して回転制御するアクチュエータとを備えていることを特徴としている。

【0012】

【発明の実施の形態】図1は本発明に係る可変動力装置を吸気側に適用した実施形態を示し、シリンダヘッド11に図外のパルプガイドを介して揺動自在に設けられた1気筒あたり2つの吸気弁12、12を備え、かつ該各吸気弁12、12のパルプリフトを機関運転状態に応じて可変にする第1可変機構1と、各吸気弁12、12のパルプタイミングを機関運転状態に応じて可変にする第2可変機構2とを備えている。

【0013】前記第1可変機構1は、図1～図3に示すように、シリンダヘッド11上部の軸受14に回転自在に支持された中空状の駆動軸13と、該駆動軸13に圧入などによって固設された偏心回転カムである2つの駆動カム15、15と、駆動軸13に揺動自在に支持されて、各吸気弁12、12の上端部に配設されたパルプリフター16、16の平坦な上面16a、16aに摺接して各吸気弁12、12を開作動させる揺動カム17、17と、駆動カム15と揺動カム17、17との間に連係されて、駆動カム15の回転力を揺動カム17、17の揺動力として伝達する伝達機構18と、該伝達機構18の作動位置を可変制御にする制御機構19とを備えている。

【0014】前記駆動軸13は、機関前後方向に沿って配置されていると共に、一端部に設けられた後述する可変機構2のタイミングスプロケット40に巻装された図外のタイミングチェーン等を介して機関のクランク軸から回転力が伝達されている。

【0015】前記軸受14は、図1に示すようにシリンダヘッド11の上端部に設けられて、駆動軸13の上部を支持するメインブラケット14aと、該メインブラケット14aの上端部に設けられて、後述する制御軸32を回転自在に支持するサブブラケット14bとを有し、両ブラケット14a、14bが一对のボルト14c、14cによって上方から共締め固定されている。

【0016】前記両駆動カム15は、図1～図3に示すようにほぼリング状を呈し、カム本体15aと、該カム本体15aの外端面に一体に設けられた筒状部15bとからなり、内部軸方向に駆動軸挿通孔15cが貫通形成されていると共に、カム本体15aの軸心Xが駆動軸13の軸心Yから径方向へ所定量だけオフセットしている。また、この各駆動カム15は、駆動軸13に対し前記両パルプリフター16、16に干渉しない両外側に駆動軸挿通孔15cを介して圧入固定されていると共に、両方のカム本体15a、15aの外周面15d、15dが同一のカムプロフィールに形成されている。

【0017】前記揺動カム17は、図2に示すようにほぼ横U字形状を呈し、一端部側の円環状の基端部20には駆動軸13が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔

20a が貫通形成されていると共に、他端部のカムノーズ部 21 にピン孔 21a が貫通形成されている。また、揺動カム 17 の下面には、カム面 22 が形成され、基端部 20 側の基円面 22a と該基円面 22a からカムノーズ部 21 側に円弧状に延びるランプ面 22b と該ランプ面 22b の先端側に有するリフト面 22c とが形成されており、該基円面 22a とランプ面 22b 及びリフト面 22c とが、揺動カム 17 の揺動位置に応じて各バルブリフター 16 の上面 16a 所定位置に当接するようになっている。

【0018】前記伝達機構 18 は、図 2 に示すように駆動軸 13 の上方に配置されたロッカアーム 23 と、該ロッカアーム 23 の一端部 23a と駆動カム 15 とを連係するリンクアーム 24 と、ロッカアーム 23 の他端部 23b と揺動カム 17 とを連係する連係部材であるリンクロッド 25 とを備えている。

【0019】前記各ロッカアーム 23 は、図 3 に示すように、平面からみてほぼクランク状に折曲形成され、中央に有する筒状基部 23c が後述する制御カム 33 に回転自在に支持されている。また、各基部 23c の各外端部に突設された前記一端部 23a には、図 2 及び図 3 にも示すように、リンクアーム 24 と相対回転自在に連結するピン 26 が挿通されるピン孔 23d が貫通形成されている一方、各基部 23c の各内端部に夫々突設された前記他端部 23b には、各リンクロッド 25 の一端部 25a と相対回転自在に連結するピン 27 が挿通されるピン孔 23e が形成されている。

【0020】また、前記リンクアーム 24 は、比較的大径な円環状の基部 24a と、該基部 24a の外周面所定位置に突設された突出端 24b とを備え、基部 24a の中央位置には、前記駆動カム 15 のカム本体 15a の外周面に回転自在に嵌合する嵌合孔 24c が形成されている一方、突出端 24b には、前記ピン 26 が回転自在に挿通するピン孔 24d が貫通形成されている。

【0021】さらに、前記リンクロッド 25 は、図 2 にも示すように所定長さのほぼ U 字形に折曲形成され、両端部 25a、25b には、図 3 にも示すようにピン挿通孔 25c、25d が形成されており、この各ピン挿通孔 25c、25d に、前記ロッカアーム 23 の他端部 23b に有するピン孔 23e と揺動カム 17 のカムノーズ部 21 に有するピン孔 21a にそれぞれ挿通した各ピン 27、28 の端部が回転自在に挿通している。

【0022】そして、このリンクロッド 25 は、前記揺動カム 17 の最大揺動範囲を前記ロッカアーム 23 の揺動範囲内に規制するようになっている。

【0023】尚、各ピン 26、27、28 の一端部には、リンクアーム 24 やリンクロッド 25 の軸方向の移動を規制するスナップリング 29、30、31 が設けられている。

【0024】前記制御機構 19 は、機関前後方向に配設

された前記制御軸 32 と、該制御軸 32 の外周に固定されてロッカアーム 23 の揺動支点となる制御カム 33 と、制御軸 32 の回転位置を制御する電動アクチュエータである電動モータ 34 とから構成されている。

【0025】前記制御軸 32 は、駆動軸 13 と並行に設けられて、前述のように軸受 14 のメインブラケット 14a 上端部の軸受溝とサブブラケット 14b との間に回転自在に支持されている。一方、前記各制御カム 33 は、夫々円筒状を呈し、図 2 に示すように軸心 P1 位置が制御軸 32 の軸心 P2 から α 分だけ偏倚している。

【0026】前記電動モータ 34 は、駆動シャフト 34a の先端部に設けられた第 1 平歯車 35 と制御軸 32 の後端部に設けられた第 2 平歯車 36 との噛合いを介して、制御軸 32 に回転力を伝達するようになっていると共に、機関の運転状態を検出するコントローラ 37 からの制御信号によって駆動するようになっている。

【0027】一方、前記第 2 可変機構 2 は、図 1 に示すように前記駆動軸 13 の先端部側に設けられ、図外のタイミングチェーンによって機関のクランク軸から回転力が伝達されるタイミングスプロケット 40 と、駆動軸 13 の先端部にボルト 41 によって軸方向から固定されたスリーブ 42 と、タイミングスプロケット 40 とスリーブ 42 との間に介装された筒状歯車 43 と、該筒状歯車 43 を駆動軸 13 の前後軸方向へ駆動させる駆動機構である油圧回路 44 とから構成されている。

【0028】前記タイミングスプロケット 40 は、筒状本体 40a の後端部にチェーンが巻装されるスプロケット部 40b がボルト 45 により固定されていると共に、筒状本体 40a の前端開口がフロントカバー 40c によって閉塞されている。また、筒状本体 40a の内周面には、はす歯形のインナ歯 46 が形成されている。

【0029】前記スリーブ 42 は、後端側に駆動軸 13 の先端部が嵌合する嵌合溝が形成されていると共に、前端部の保持溝内にはフロントカバー 40c を介してタイミングスプロケット 40 を前方に付勢するコイルスプリング 47 が装着されている。また、スリーブ 42 の外周面には、はす歯形のアウト歯 48 が形成されている。

【0030】前記筒状歯車 43 は、軸直角方向から 2 分割されて前後の歯車構成部がピンとスプリングによって互いに接近する方向に付勢されていると共に、内外周面には前記各インナ歯 46 とアウト歯 48 に噛合いするはす歯形の内外歯が形成されており、前後に形成された第 1、第 2 油圧室 49、50 へ相対的に供給される油圧によって各歯間を摺接しながら前後軸方向へ移動するようになっている。また、この筒状歯車 43 は、フロントカバー 40c に突当った最大前方移動位置で吸気弁 12 を最遅角位置に制御する一方、最大後方移動位置で最進角位置に制御するようになっている。さらに、第 2 油圧室 50 内に弾装されたリターンスプリング 51 によって第 1 油圧室 49 の油圧が供給されない場合に最大前方移動

位置に付勢されるようになっている。

【0031】前記油圧回路44は、図外のオイルパンと連通するオイルポンプ52の下流側に接続されたメインギヤリ53と、該メインギヤリ53の下流側で分岐して前記第1、第2油圧室49、50に接続された第1、第2油圧通路54、55と、前記分岐位置に設けられたソレノイド型の流路切換弁56と、該流路切換弁56に接続されたドレン通路57とから構成されている。

【0032】前記流路切換弁56は、前記第1可変機構1の電動モータ34を駆動制御する同じコントローラ37からの制御信号によって切換駆動されるようになっている。

【0033】前記コントローラ37は、クランク角センサからの機関回転数信号、エアフローメータからの吸気流量信号（負荷）及び機関油温センサなどの各種のセンサからの検出信号に基づいて現在の機関運転状態を演算等により検出すると共に、制御軸32の現在の回転位置を検出する第1位置検出センサ58や駆動軸13とタイミングスプロケット40との相対回転位置を検出する第2位置検出センサ59からの検出信号に基づいて、前記電動モータ34及び流路切換弁56に制御信号を出力していると共に、いずれか一方の可変機構1、2が故障してロックしてしまった場合に、該一方の可変機構のロック位置に応じて他方の可変機構を所定範囲内で連続的に可変制御する制御手段である制御回路を備えている。

【0034】すなわち、コントローラ37が、機関回転数、負荷、油温、機関始動後の経過時間などの情報信号から吸気弁12の目標リフト特性、つまり制御軸32の目標回転位置を決定して、この指令信号に基づき電動モータ34を回転させることにより制御軸32を介して制御カム33を所定回転角度位置まで回転制御する。また、第1位置検出センサ58により、制御軸32の実際の回転位置をモニターし、フィードバック制御により制御軸32を目標位相に回転させるようになっている。

【0035】具体的には、機関始動初期のクランキング時及びアイドルリング時には、コントローラ37からの制御信号によって電動モータ34を介して制御軸32が一方方向へ回転制御されて、図4に示すように制御カム33の軸心P1が制御軸32の軸心P2から図示のように左上方の回転位置に保持され、厚肉部33aが駆動軸13から上方向へ離間回転する。これにより、ロッカアーム23は、全体が駆動軸13に対して上方向へ移動し、このため各揺動カム17はリンクロッド25を介して強制的に引き上げられて反時計方向へ回転する。したがって、駆動カム15が回転してリンクアーム24を介してロッカアーム23の一端部23aを押し上げると、そのリフト量がリンクロッド25を介して揺動カム17及びバルブリフター16に伝達されるが、そのリフト量Lは、図4及び図7に示すように小さくなる。このため、ガス流動が強化されて燃焼が改善されて、燃費の向上と

機関回転の安定化が図れる。

【0036】特に、クランキング時には、バルブリフト量を図7に示すように零または零に近い極小リフト（ L_{min} ）になるように設定されているため、後述するように機関回転の立ち上がりが良好になる。

【0037】一方、高回転高負荷域では、コントローラ37からの制御信号によって電動モータ34により制御軸32が今度は他方向に回転して制御カム33を図2、図6に示す位置に回転させて厚肉部33aを下方向へ回転させる。このため、ロッカアーム23は、全体が駆動軸13方向（下方向）へ移動して他端部23bが揺動カム17をリンクアーム25を介して下方向へ押圧して揺動カム17全体を所定量だけ図示の位置（時計方向）に回転させる。したがって、駆動カム15が回転してリンクアーム24を介してロッカアーム23の一端部23aを押し上げると、そのリフト量がリンクロッド25を介して揺動カム17及びバルブリフター16に伝達されるが、そのリフト量Lは図6に示すように最も大きくなる（ L_{max} ）。そして、その最小リフト（ L_{min} ）から最大（ L_{max} ）までのリフト量変化は、制御カム33の回転位置により図7に示すような特性（ $L_1 \sim L_6$ ）となる。なお、図7における L_{min} は零に近い極小リフトとなっているが、制御軸を前記一方にさらに回転させれば零とすることも可能である。

【0038】一方流路切換弁56側は、前述と同じく各センサからの情報信号から吸気弁12の目標進角量を決定して、この指令信号に基づき流路切換弁56により、第1油圧通路54とメインギヤリ53とを所定時間連通させると共に、第2油圧通路55とドレン通路57とを所定時間連通させる。これによって、筒状歯車43を介してタイミングスプロケット40と駆動軸13との相対回転位置を変換して進角側に制御する。また、この場合も第2位置検出センサ59により予め駆動軸13の実際の相対回転位置をモニターして、フィードバック制御により駆動軸を目標相対回転位置すなわち目標進角量に回転させるようになっている。

【0039】具体的には、機関始動時から所定時間つまり油温が所定温度 T_o に達するまでは、流路切換弁56により第2油圧室50のみに油圧が供給されて第1油圧室49には油圧が供給されない。したがって、図1に示すように筒状歯車43は、リタースプリング51のばね力で、最大前方位置に保持されて、駆動軸13が最大遅角の回転位置に保持されている。その後、油温が所定温度 T_o を越えると、運転条件に応じて、コントローラ37からの制御信号により流路切換弁56を駆動させて第1油圧通路54とメインギヤリ53とを連通させて、第2油圧通路55とドレン通路57とを連通させる時間が連続的に変化する。これにより、筒状歯車43は、最前方位置から最後方位置までを移動し、したがって、吸気弁12の開閉タイミングは、図7に示すように実線の最

遅角状態から、破線の最進角まで連続的に可変制御される。

【0040】尚、前記吸気弁 12 は、第 1 可変機構 1 により最大リフトに制御されかつ第 2 可変機構 2 により最大遅角位置に制御された状態において、シリンダ内のピストンや対向する排気弁と干渉しないような配置構成に設定されている。

【0041】以下、コントローラ 37 による第 1 可変機構 1 と第 2 可変機構 2 との具体的な駆動制御を図 8 及び図 9 に示すフローチャートにもとづいて説明する。

【0042】すなわち、まず、始動後の油温との関係では、図 8 示すように、セクション S1 では、タイマーにより機関始動後から所定時間 t_o を越えたか否かを判断して、越えた場合はセクション S2 で油温センサによる情報に基づき現在の油温が所定温度 T_o を越えたか否かを判別し、越えた場合はセクション S3 で第 1、第 2 の両方の可変機構 1、2 を駆動させるが、セクション S1 及びセクション S2 で所定時間 t_o を越えず、または油温が所定油温 T_o 以下であればセクション S4 で第 1 可変機構 1 のみを駆動させて第 2 可変機構 2 を駆動させない制御を行う。

【0043】したがって、低温始動時は第 1 可変機構 1 によるバルブリフト制御のみが行われ、第 2 可変機構 2 によるバルブタイミング制御が行われず、吸気弁 12 は前述した最遅角側に保持される。よって、この運転域での油圧駆動源に起因する可変作動不良といった問題が生じないと共に、バルブリフト制御による始動性の向上など機関性能の向上が図れる。また、油温上昇後は第 2 可変機構 2 も駆動するので、機関性能の大幅な向上が図れる。

【0044】次に、前述した第 1 可変機構 1 の制御を図 9 に基づいて説明すれば、まず、セクション S11 で、イグニッションスイッチを ON すると、その直後にセクション S12 において第 1 可変機構 1 を最小リフト（零に近い極小リフト）に制御する。続いて、セクション S13 でスタータスイッチを ON しクランキングが開始した後にセクション S14 にて第 1 可変機構 1 により、機関回転数（クランキング回転数）の上昇に伴い、リフトを図 7 に示す実線 L3 まで増加する制御を行う。

【0045】続いて、セクション S15 では、油温センサにより現在の油温が所定温度（ T_1 ）よりも高いか否かを判別し、高い場合はセクション S16 において、機関運転状態に応じた第 1 可変機構 1 によるリフト可変制御を行う。しかし、油温が T_1 以下の場合は、セクション S17 において、第 1 可変機構 1 によるリフト制御を前記 L3 に固定状態とする。

【0046】このように、クランキングを開始した始動初期の時点では、セクション S12 で最小リフトに制御されているため、動弁系のフリクションが小さくなっているため、機関回転を速やかに立ち上げることができ

る。

【0047】また、セクション S14 でのリフト増加制御により、混合気のカス交換効率が向上して、機関トルクが速やかに立ち上がって、前記機関回転の速やかな立ち上がりと相俟って始動性を大幅に改善できる。

【0048】さらに、油温が T_1 以下である場合は、セクション S17 においてリフトを L3 の低いリフトに固定するため、吸気弁 12 からの混合気流の速度を増加させて気筒内の強いガス流動を発生させることにより、冷機始動時の燃焼の改善が図れ、燃費性能と排気エミッション性能を向上できる。

【0049】また、この実施形態における第 1 可変機構 1 は、前述したような図 7 に示すバルブリフト可変特性を示すが、最大バルブリフトとなる駆動軸 13 の位相（バルブリフト位相）について考察すると、 L_{max} からリフトを低下させていくと少しずつ進角し、さらに L_{min} に向かってリフトを低下させていくと、今度は途中から逆に遅角していくといった特異な変化特性を示す。これは、最大バルブリフト時においては、図 6 に示すように、駆動カム 15 の駆動偏心円の動径 R1 と、駆動カム 15 の軸心 X とリンクアーム 24 の突起部 24b の枢支点 Z とを結ぶ線 R2 が一直線になった瞬間であり、このとき、R1 の方向はシリンダヘッド 11 の鉛直方向線 Q に対して角度 θ だけ手前側、つまり進角側にある。

【0050】次に、制御軸 32 が図中時計方向に回転していった場合において、駆動カム 15 の動径 R1 とリンクアーム 24 が一直線になった場合を考察する。すなわち、このとき角度 θ は、制御軸 32 の時計方向の回転とともに、次第に増加してロッカアーム 23 の動径 R3 と制御カム 33 の動径 e が一直線になったとき（図 5 参照）に最大となり、制御軸 32 がさらに図 4 に示すように時計方向に回転すると、逆に減少していく（図 7 参照）。このため、バルブリフト位相は、前述したように特異な変化特性を示すようになるのである。

【0051】次に、前記コントローラ 37 は、第 1、第 2 可変機構 1、2 の両方を可変制御させる運転域において、第 1 可変機構 1 あるいは第 2 可変機構 2 が故障した場合に、前記制御回路によって図 10 及び図 11 に示すような制御を行う。

【0052】まず、図 10 に示す制御では、セクション S31 で各センサからの情報信号を読み込み、セクション S32 で、第 1 位置検出センサ 58 から制御軸 32 の実際の回転位置（リフト量と対応）を読み込み、次にセクション S33 では前記実回転位置と目標回転位置とを比較して第 1 可変機構 1 が故障しているか否かを判別する。ここで故障している、と判別すると、セクション S34 において第 2 可変機構 2 の制御位置を吸気弁 12 とピストン及び吸気弁 12 と排気弁がそれぞれ干渉しない制御範囲（進角量）を演算し、さらにセクション S35

で第2可変機構2を前記所定の制御範囲内で連続制御を行う。

【0053】つまり、第1可変機構1が最大リフト(L_{max})制御中に故障した場合は、両機関弁などの干渉を回避するために、第2可変機構2を最遅角付近で連続制御する。また小リフト(L_{min}~L₁)域で故障した場合は、第2可変機構2を、最遅角から最進角まで広範囲に連続制御する。これにより性能悪化を抑制できる。さらに、中リフトL₃域で故障した場合は、最遅角から中間位相の範囲で連続制御する。

【0054】したがって、各機関弁やピストンの干渉を回避できる範囲で、第2可変機構2を連続制御したため、機関性能の低下を防止できる。

【0055】次に図11に示す制御では、セクションS21で各センサからの情報信号を読み込んだ後、セクションS22で第2位置検出センサ59から駆動軸13の実際の相対回動位置(進角量と対応)を読み込み、次にセクションS23で実相対回動位置と、目標相対回動位置とを比較して、第2可変機構2が故障しているか否かを判断する。

【0056】ここで、故障と判断した場合は、セクションS24において、第1可変機構1の制御位置を吸気弁12とピストン及び排気弁がそれぞれ干渉しない制御範囲(リフト量)を演算し、さらにセクションS25で第1可変機構1を所定の制御範囲内で連続制御を行う。

【0057】つまり、第2可変機構2が最進角制御中に故障した場合は、干渉を回避するため、第1可変機構1を図7に示す小リフト域(L_{min}~L₁)で連続的に制御する。最遅角側で故障した場合は、干渉の問題がないから最小から最大リフトの全領域で連続制御する。さらに、中間位相で故障した場合は、最小リフトから中リフトL₃の範囲で連続制御する。

【0058】このように、第2可変機構2が故障した場合も吸気弁12とピストンなどの干渉を回避し得る範囲内で第1可変機構1を連続制御できるため、機関性能の低下を可及的に抑制できる。また、多段階に連続的に制御することによっても、同様の効果が得られる。この場合、制御が簡素化される。

【0059】また、本実施形態では、揺動カム17がロッカーム23に対してリンクロッド25によって連係されているため、揺動カム17の最大揺動範囲を、リンクロッド25によりロッカーム23の揺動範囲内に規制できる。したがって、たとえ高回転域でも、揺動カム17の過度な揺動やジャンプなどのいわゆる踊り現象が確実に防止できる。このため、揺動カム17とロッカーム23との離接による衝突が回避されて、打音の発生が防止されると共に、バルブリフトの制御精度の低下が防止され、特に高回転域における機関性能の安定化が図れる。

【0060】また、本実施形態では、前述したようにバ

ルブリフト位相がリフト変化とともに特異な変化をするが、第1可変機構1と、駆動軸13の回転位相を変化させる第2の可変機構2とを組み合わせることによってこの特異な変化を矯正することが可能になる。すなわち、例えば、機関運転状態が高回転あるいは高負荷域で第1可変機構1により大バルブリフトに制御し、第2可変機構2によってバルブリフト位相が上死点に近付くように制御すれば、バルブオーバーラップが大きくなり、排気脈動の負圧波を大きなバルブオーバーラップ期間と同期させることで、気筒内の残留ガスを掃気することができるので、新気の吸入効率を高め、出力を大きく向上させることが可能になるのである。

【0061】本発明は、前記実施形態に限定されるものではなく、例えば排気側に適用することも可能であり、始動初期に第1可変機構1を零または極小リフト制御することにより、吸気弁12側の場合と同様に動弁フリクションを小さくでき、機関回転数のスムーズな立ち上がり特性が得られ、さらに機関回転数の増加に伴いリフト量を増加させるように可変制御することによってガス交換効率が向上し、もって良好な始動性が得られるなど、吸気側と同様の作用効果が得られる。

【0062】また、排気側に適用した場合も前記吸気側と同じく、いずれか一方の可変機構が故障した場合に他方の可変機構を可及的に制御できるため、メカニカルな不都合を回避しつつ機関性能の低下を防止できることは勿論である。

【0063】また、本発明は、各可変機構の駆動源が油圧、電動に拘わらずいかなる駆動源であってもよく、また、両方の可変機構を同じ電動あるいは油圧によって駆動するものに適用することが可能である。

【0064】

【発明の効果】請求項1~3記載の発明によれば、第1可変機構と第2可変機構とによって機関運転状態に応じて該機関性能を大幅に向上させることができることは勿論のこと、第1可変機構あるいは第2可変機構のいずれか一方が故障した場合は、制御手段によって一方の可変機構の故障時の位置に応じて、他方の可変機構を、機関弁とピストンとの干渉及び吸気、排気弁との間の干渉を回避し得る所定範囲内において可及的かつ連続あるいは段階的に制御することができるため、メカニカルな不具合を回避しつつ機関性能の低下を防止できる。

【0065】請求項4記載の発明によれば、制御カムを回動することによってバルブリフト量を連続的に可変制御できると共に、該バルブリフト量の変化幅を大きくすることができるため、各可変機構の故障が発生していない場合は勿論のこと故障したとしても機関性能十分に発揮することが可能になる。

【0066】しかも、制御カムを用いることに起因して、バルブリフト位相がリフト変化とともに特異な変化を示すが、駆動軸の位相を変化させる第2可変機構を組

み合わせることによって、前記特異な変化を矯正することが可能になり、この結果、各可変機構が故障していない場合における機関性能を十分に発揮させることができる。

【0067】請求項5記載の発明によれば、連係部材によって、揺動カムの最大揺動範囲をロッカアームの揺動範囲内に規制することができるため、たとえ高回転域でも、揺動カムの過度な揺動やジャンプなどの踊り現象を確実に防止できる。このため、揺動カムとロッカアームとの離接による衝突が回避されて打音の発生が防止できると共に、バルブリフトの制御精度の低下が防止され、特に高回転域における機関性能の安定化が図れる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態を示す断面図

【図2】図1のA-A線断面図

【図3】第1可変機構の平面図

【図4】第1可変機構の最小リフト制御の作用説明図

【図5】第1可変機構の最大から最小リフトへ制御する過程を示す作用説明図

【図6】第1可変機構の最大リフト制御の作用説明図

【図7】本実施形態のバルブリフト及びバルブタイミングの特性図

【図8】本実施形態のコントローラーによる制御フローチャート図

【図9】本実施形態のコントローラーによる制御フローチャート図

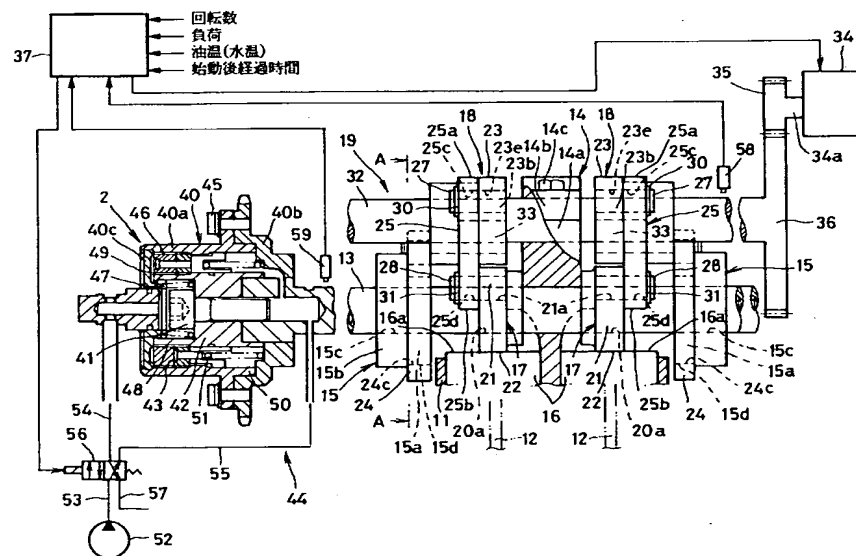
【図10】本実施形態のコントローラーによる制御フローチャート図

【図11】本実施形態のコントローラーによる制御フローチャート図

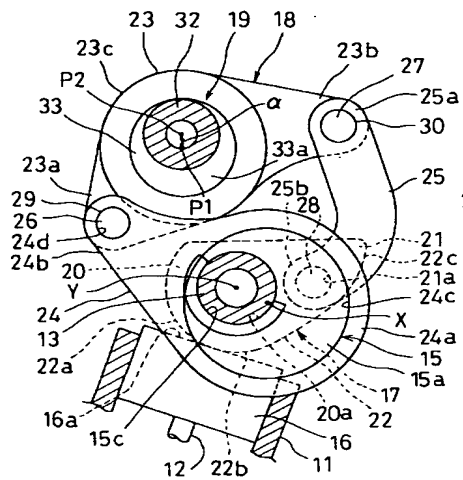
【符号の説明】

- 1…第1可変機構
- 2…第2可変機構
- 12…吸気弁
- 13…駆動軸
- 17…揺動カム
- 19…制御機構
- 23…ロッカアーム
- 24…リンクアーム
- 25…リンクロッド（連係部材）
- 34…電動モータ
- 37…コントローラ
- 58…第1位置検出センサ
- 59…第2位置検出センサ

【図1】

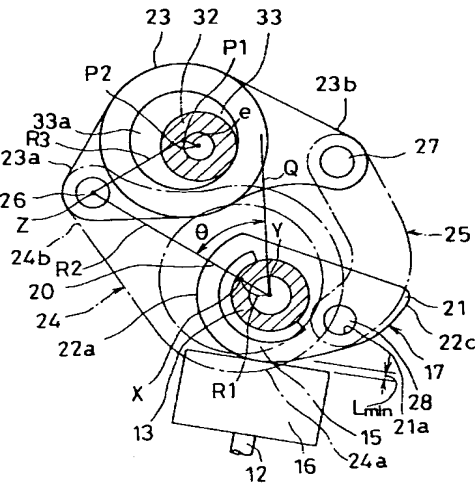


【図 2】

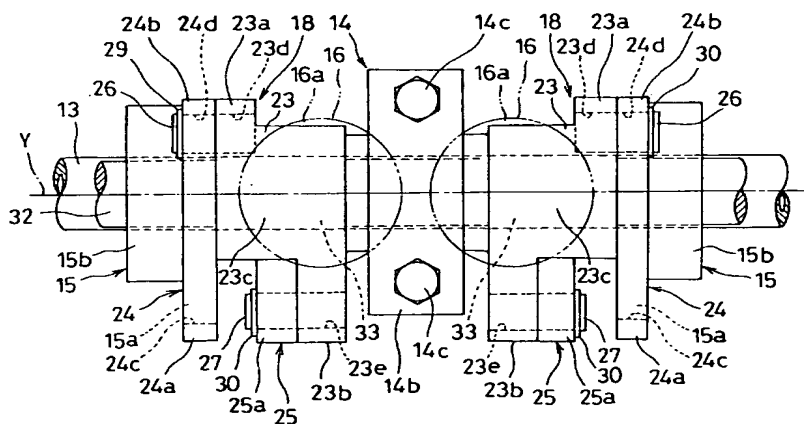


- 1…第1可変機構
 2…第2可変機構
 12…吸気弁
 13…駆動軸
 17…揺動カム
 19…制御機構
 23…ロッカアーム
 24…リンクアーム
 25…リンクロッド (連結部材)
 34…電動モータ
 37…コントローラ
 58…第1位置検出センサ
 59…第2位置検出センサ

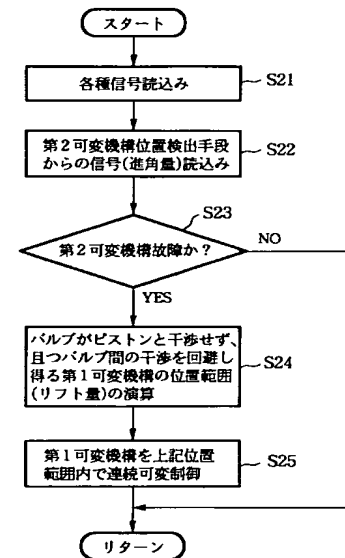
【図 4】



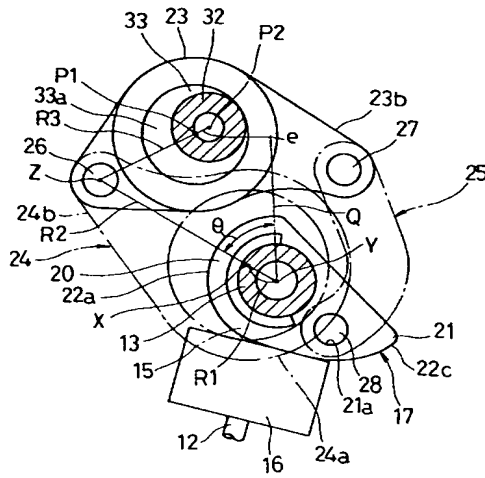
【図 3】



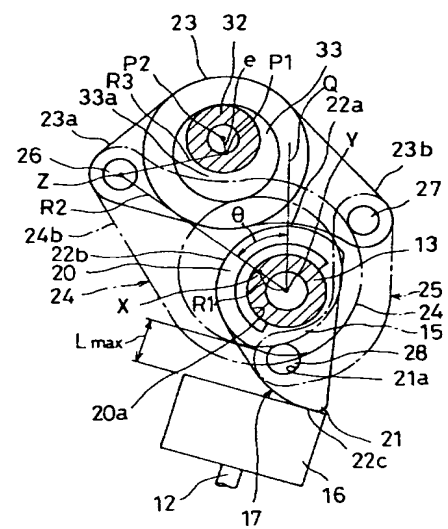
【図 10】



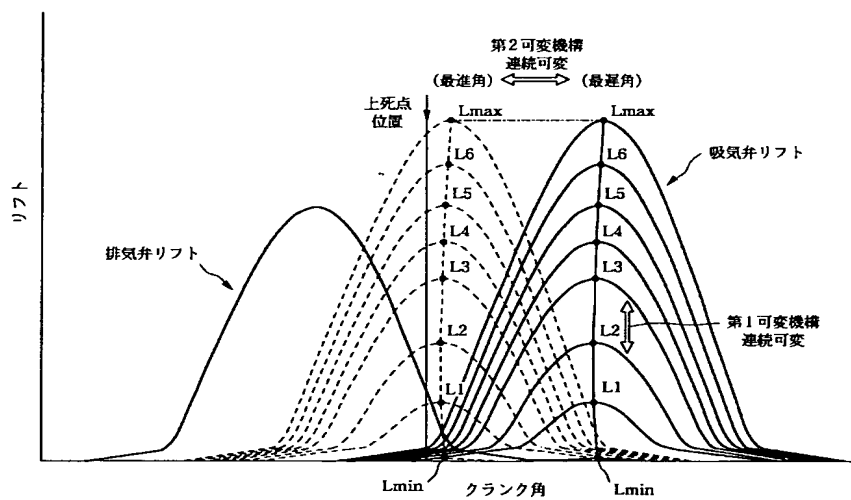
【図 5】



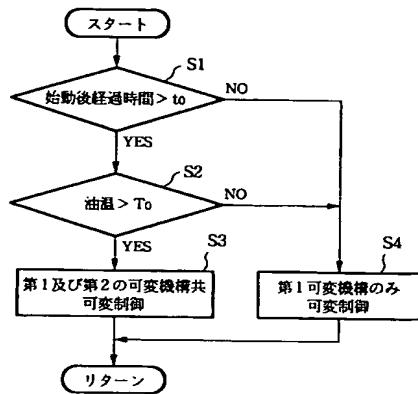
【図 6】



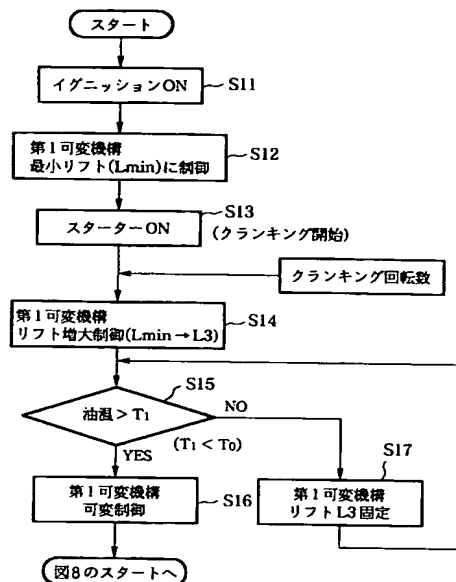
【図 7】



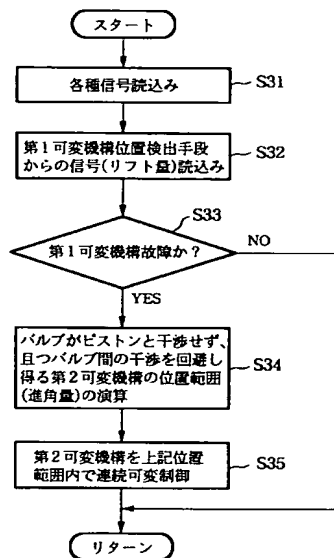
【図 8】



【図 9】



【図 11】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁷ 識別記号
F 0 1 L 1/46
F 0 2 D 13/02

F I
F 0 1 L 1/46
F 0 2 D 13/02

テーマコード(参考)

B
G

(72) 発明者 岡本 直樹
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ
ニシアジェックス内
(72) 発明者 竹村 信一
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

F ターム(参考) 3G016 AA06 AA19 BA03 BA23 BA36
BB04 CA01 CA13 CA15 CA21
CA22 CA24 CA25 CA29 CA32
CA33 CA36 CA48 CA57 DA08
DA23 DA27 GA00 GA04
3G092 AA11 DA01 DA02 DA05 DA09
DA12 DF04 DF09 DG02 DG03
DG05 DG07 EA11 EA17 EA22
EA28 EA29 EC01 FB03 FB05
HA01Z HA13X HA13Z HE01Z
HE03Z HE08Z